

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-054617

(43)Date of publication of application : 24.02.1998

(51)Int.Cl. F25B 1/00
F25B 1/00

(21)Application number : 08-208579 (71)Applicant : TOSHIBA CORP

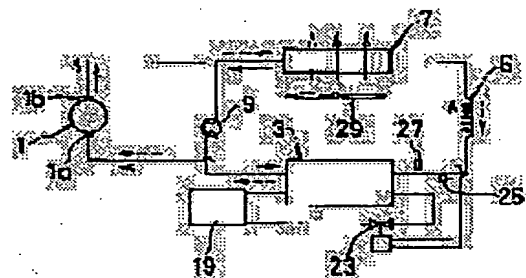
(22)Date of filing : 07.08.1996 (72)Inventor : KASHIMA KOJI
ITO YOSHIHIRO

(54) AIR CONDITIONER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To ensure effectual cooling performance using a refrigerant other than an HCFC system constituting a freezing cycle beyond critical pressure.

SOLUTION: A freezing cycle is constructed in which a refrigerant discharged from a compressor 1 passes through an outdoor heat exchanger 3, a drawing device 5, and an indoor heat exchanger 7, and again returns to the compressor 1. There is used as the refrigerant one flowing through a freezing cycle beyond critical pressure, and refrigerant temperature at an outlet of an outdoor heat exchanger 3 is more lowered than critical point temperature by refrigerant cooling means 19 upon cooling operation.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-54617

(43) 公開日 平成10年(1998) 2月24日

(51) Int.Cl. ⁸	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 2 5 B 1/00	3 9 5		F 2 5 B 1/00	3 9 5 Z
	3 2 1			3 2 1 C

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平8-208579

(22) 出願日 平成8年(1996) 8月7日

(71) 出願人 000003078

株式会社東芝

神奈川県川崎市幸区堀川町72番地

(72) 発明者 鹿島 弘次

神奈川県横浜市磯子区新杉田町8番地 株

式会社東芝住空間システム技術研究所内

(72) 発明者 伊藤 芳浩

神奈川県横浜市磯子区新杉田町8番地 株

式会社東芝住空間システム技術研究所内

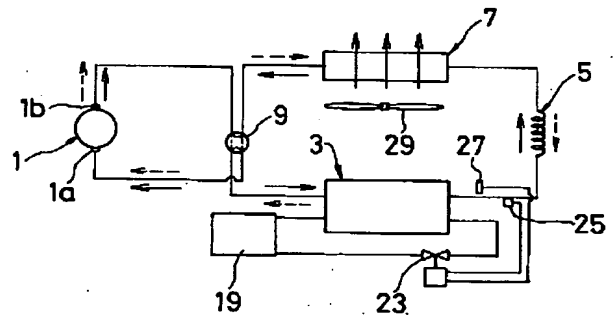
(74) 代理人 弁理士 三好 秀和 (外 3 名)

(54) 【発明の名称】 空気調和装置

(57) 【要約】

【課題】 臨界圧を越えて冷凍サイクルを構成するH C F C系以外の冷媒を用いて効率のよい冷房性能を確保する。

【解決手段】 圧縮機1から吐出された冷媒が、室外熱交換器3、絞り装置5、室内熱交換器7を通り、再び圧縮機1に戻る冷凍サイクルを構成する。冷媒には、臨界圧を越えて冷凍サイクルを流れる冷媒を用いると共に、冷房運転時に、冷媒冷却手段19によって室外熱交換器3の出口の冷媒温度を臨界点温度より下げるようにする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 圧縮機から吐出された冷媒が室外熱交換器、絞り装置、室内熱交換器を通り再び圧縮機に戻る冷凍サイクルを構成する空気調和装置において、前記冷媒には、HCF C及びCFC系以外で臨界圧を越えて冷凍サイクルを流れる冷媒を用いると共に、冷房運転時に、室外熱交換器の出口の冷媒温度を臨界点温度より下げる冷媒冷却手段を備えることを特徴とする空気調和装置。

【請求項2】 冷媒は、炭酸ガス(CO₂)であることを特徴とする請求項1記載の空気調和装置。

【請求項3】 冷媒冷却手段は、水熱源と、水流量制御装置とで構成されることを特徴とする請求項1記載の空気調和装置。

【請求項4】 冷媒冷却手段は、空気と水を同時に、又はいずれか一方を選択して用いることを特徴とする請求項1記載の空気調和装置。

【請求項5】 冷媒冷却手段に、蓄冷材を用いることを特徴とする請求項1記載の空気調和装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、地球環境に悪影響を与えるといわれるHCF C及びCFC系以外の冷媒を用いた空気調和装置に関する。

【0002】

【従来の技術】一般に空気調和装置は、冷房運転時に、圧縮機から吐出された冷媒が、室外熱交換器、絞り装置、室内熱交換器を通り、再び圧縮機に戻る冷凍サイクルを構成する。この冷凍サイクル時において、室内熱交換器のフィンとフィンの間を空気が通過する際に、冷媒との間で熱交換が行なわれることで、冷却された空気は吐出口から吹き出されるようになる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】HCF C及びCFC系以外の冷媒、例えばCO₂を用いた冷房運転では図13に示す如く、臨界圧を越えて冷凍サイクルを構成する場合があります、その臨界点温度31℃の等温線は、臨界圧で水平となり変化する。

【0004】そのため、例えば、外気温度が35℃と臨界圧より高い場合は、空冷式の室外熱交換器では冷媒の放熱性が極端に低下し、冷房性能が悪化するため、冷媒の選択に制約を受けるようになる。

【0005】そこで、この発明は、室外熱交換器の冷媒出口温度を臨界点温度以下に下げること、性能向上が図れることがデータで証明された点に鑑みなされたもので、HCF C及びCFC系以外で臨界圧を越えて冷凍サイクルを構成する冷媒を用いても十分な冷房性能が得られるようにした空気調和装置を提供することを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】前記目的を達成するため

に、この発明は、圧縮機から吐出された冷媒が室外熱交換器、絞り装置、室内熱交換器を通り再び圧縮機に戻る冷凍サイクルを構成する空気調和装置において、前記冷媒には、HCF C及びCFC系以外で臨界圧を越えて冷凍サイクルを流れる冷媒を用いると共に、冷房運転時に、室外熱交換器の出口の冷媒温度を臨界点温度より下げる冷媒冷却手段を備える。

【0007】冷媒としては、炭酸ガス(CO₂)を用いる。また、冷媒冷却手段としては、水熱源と、水流量制御装置とで構成する。

【0008】あるいは、空気と水を同時に、又はいずれか一方を選択して用いる。あるいは、蓄冷材を用いる。

【0009】かかる空気調和装置によれば、圧縮機から吐出された冷媒は、室外熱交換器、絞り装置、室内熱交換器を通り、再び圧縮機に戻る冷凍サイクルを構成する。この運転時において、室内熱交換器を通過する空気と冷媒との間で熱交換が行なわれ、空気は冷却される。同時に、室外熱交換器の出口の冷媒は、冷媒冷却手段によって冷却され、臨界点温度以下まで下げられた状態で冷凍サイクルを流れるため、臨界点温度を超える外気温であっても、効率のよい冷房性能が得られる。

【0010】

【発明の実施の形態】以下、図1乃至図3の図面を参照しながらこの発明の実施形態を具体的に説明する。

【0011】図1において、1は圧縮機、3は室外熱交換器、5は絞り装置、7は室内熱交換器をそれぞれ示している。冷房運転時は、四方弁9を切換えることで、圧縮機1から吐出された冷媒は、四方弁9を介して実線で示す如く室外熱交換器3、絞り装置5、室内熱交換器7を通り、再び圧縮機1に戻る冷凍サイクルを構成する。あるいは、暖房運転時は、点線で示す如く圧縮機1から吐出された冷媒は、四方弁9を介して室内熱交換器7、絞り装置5、室外熱交換器3を通り、再び圧縮機1に戻る冷凍サイクルを構成する。

【0012】冷媒には臨界点温度を越えて冷凍サイクルを構成する炭酸ガス(CO₂)が用いられている。

【0013】圧縮機1は吸込口1aから取入れた冷媒を圧縮し、高温・高圧のガスとして吐出口1bから吐出するよう機能する。

【0014】室外熱交換器3は、図3に示す如く外側の冷媒管11と内側の水路管13とから成る二重管構造となっている。冷媒管11は冷媒が流れる内周面を溝付き面15となっている。水路管13は外周に多数のフィン17を有し、水熱源19からの水が流れる内周面は溝付き面21となっている。

【0015】水路管13は、水熱源19、絞り弁23、室外熱交換器3を通り再び水熱源19に戻る循環サイクルを構成する。水熱源19は、水道水を始めとして、下水、地下水の他、水であればいずれの水であっても可能である。

【0016】絞り弁23は、冷房運転時において、室外熱交換器3の出口の冷媒温度を検知する冷媒温度検知センサ25と、外気温検知センサ27からの検知信号に基づき、作動制御される水流量制御装置となっている。例えば、外気温、冷媒温度が臨界圧を大きく越える場合には、絞り弁23を一杯に開き、水路管13を流れる水量を最大として冷媒との間で熱交換が行なわれるようにし、以下、検知信号に基づき水路管13を流れる水量の制御が行なわれるようになる。

【0017】一方、冷凍サイクルを構成する絞り装置5はキャピラリーチューブとなっていて、通過時に絞り作用により冷媒を低温・低圧ガスとするよう機能する。

【0018】室内熱交換器7は、冷媒が流れる冷媒管11に多数のフィン（図示していない）が設けられると共に、フィンとフィンの上に風を通過させる送風ファン29を有している。

【0019】このように構成された空調装置によれば、冷房運転時に、圧縮機1から吐出された冷媒は、室外熱交換器3、絞り装置5、室内熱交換器7を通り、再び圧縮機1に戻る冷凍サイクルを構成する。この運転時において、室内熱交換器7のフィンとフィンの間を通過する空気と冷媒との間で熱交換が行なわれ、冷却された空気は吹き出し口から吹き出されるようになる。

【0020】同時に、室外熱交換器3の外気温と冷媒温度が各検知センサ25、27により検知され、検知信号に基づき絞り弁23の開口量が制御される。即ち、外気温及び冷媒温度が臨界点温度を大巾に越える場合には、絞り弁23は全開となって水路管13を流れる水量は最大となる。これにより、室外熱交換器3において、冷媒管11を流れる冷媒との間で熱交換が行なわれ、冷媒出口温度は臨界点温度を下まわると共に冷媒温度は冷媒温度検知センサ25によって最適値に管理される。

【0021】この結果、図2の理論計算結果に示す如く凝縮器圧力が臨界圧レベル（7.3MPa）では、室外熱交換器3の出口温度が約35℃の時は、HCFC系冷媒、R22に比べて理論エネルギー消費効率（冷却能力と圧縮機仕事の比）が最下位であるが、例えば、出口温度を約20度まで下げた場合には、R22より大巾にエネルギー消費効率の向上が図れることがわかる。

【0022】この場合、炭酸ガス（CO₂）の凝縮器圧力が8.5MPa以上になるとエネルギー消費効率がR22より悪化することから、凝縮器圧力は8.5以下の条件で使用することが望ましい。

【0023】なお、暖房運転においても外気温度より高い水熱源19を使用する場合には、絞り弁23を開くことで冷媒に高い温度の水熱源19から熱を与え、蒸発冷媒温度を上げることが可能となり、蒸発圧力の上昇による暖房効率の向上が図れる。

【0024】図4は室外熱交換器3の別の実施形態を示

したものである。

【0025】即ち、室外熱交換器3を、図5に示す如く冷媒が流れる冷媒管11と、水が流れる水路管13とで二重管構造としてある。冷媒管11の外周には、送風ファン31によって空気が通過する多数のフィン33が設けられると共に、内側内周に溝付き面15を形成することで、伝熱面積の拡大を図っている。水路管13は、水熱源19、絞り弁23から室外熱交換器3を通り、再び水熱源19に戻る冷凍サイクルを構成すると共に、外周に多数のフィン17を有し、水熱源19からの水が流れる内周面に、溝付き面21を形成することで伝熱面積の拡大を図っている。

【0026】送風ファン31は、外気温検知センサ27又は冷媒温度検知センサ25からの検知信号に基づきオン・オフに制御されるもので、例えば、外気温が臨界点温度以下の場合には、送風ファン31はオン、絞り弁23は閉に制御される。

【0027】また、臨界点温度以上の場合には、送風ファン31はオフ、絞り弁23は開となり、温度に対応して絞り弁23の開口量が制御される。

【0028】なお、他の構成要素は、図1と同一のため同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0029】したがって、この実施形態によれば、例えば、冷房運転では、外気温が臨界点温度以下の場合には、外気温検知センサ27により室外熱交換器3において、絞り弁23は閉、送風ファン31はオンとなり、送風ファン31による空気熱源のみで冷媒との間で熱交換が行なわれ、冷媒温度を臨界点温度以下に下げられる。これにより、水より安い空気を有効利用でき、かつ、エネルギー消費効率が向上し、効率のよい冷房性能が得られる。

【0030】一方、外気温が臨界点温度以上の場合には、送風ファン31をオフ、絞り弁23を開とする一方、室外熱交換器3において、水と冷媒との間で熱交換が行なわれ、冷媒温度を臨界点温度以下まで下げる。これにより、エネルギー消費効率が向上し、効率のよい冷房性能が得られる。

【0031】図6は、室外熱交換器の別の実施形態を示したものである。

【0032】即ち、冷房運転時の冷媒回路の上流側に第1の室外熱交換器37を、下流側に第2の室外熱交換器39をそれぞれ設ける。

【0033】第1の室外熱交換器37は、外周に多数のフィンが設けられた冷媒管（図示していない）と冷媒管のフィンとフィンとの間に空気を通過させる送風ファン41とから成る空気用熱交換器となっている。

【0034】送風ファン41は、外気温度検知センサ27及び冷媒温度検知センサ25からの検知信号、例えば、外気温及び冷媒温度が臨界点温度以上の時は弱、以下の場合には強に制御される。

【0035】第2の室外熱交換器39は、二重管構造の水用の熱交換器となっている。水用の熱交換器を構成する冷媒管11、水路管13、水熱源19、絞り弁23等は図1及び図3と同一のため同一符号を付して詳細な説明を省略する。また、他の構成要素も図1と同一のため同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0036】したがって、この実施形態によれば、例えば外気温が、臨界点温度以上で、かつ、冷媒温度が外気温以上であれば、送風ファン41による空気熱源による冷媒の熱交換と、水熱源19による冷媒の熱交換との組合せにより行なわれ冷媒出口温度は、臨界点温度以下に下げられる。これにより、外気温以上の冷媒熱は空気にすてられることから、さらに高い水の利用ひん度が減り、エネルギー消費効率が向上し、効率のよい冷房性能が得られる。また、外気温が冷媒臨界点温度以下では、水熱源19の絞り弁23を閉じることにより、従来の空気式エアコンと同様の安価な運転が可能となる。

【0037】図7と図8は室外熱交換器の別の実施形態を示したものである。

【0038】即ち、循環サイクルを構成する水熱源19と絞り弁23とを有する水路管13に設けられ、冷媒冷却用の蓄冷材となる水43を一定量貯える水タンク45と、その水タンク45内に設けられ、ほぼ平行に配置された連続する冷媒管47と、冷媒管47に設けられた多数のフィン49とにより室外熱交換器51を構成するものである。

【0039】水タンク45は、断熱材で覆われ、外気温の影響を受けないようになっていて、例えば、夏季にあっては、水温の低い時間帯に水を貯えることで、大きな蓄熱エネルギーの確保が可能となっている。

【0040】なお、他の構成要素は図1と同一のため、同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0041】かかる実施形態によれば、外気温が臨界点温度を超えて太巾に高い場合、あるいは、負荷変動が大きい場合にも、水タンク45内に設けられた水43により、冷媒温度を臨界点温度以下の状態に保つことが可能となる。これにより、エネルギー消費効率の向上が図れると共に、効率のよい冷房性能が得られる。

【0042】なお、蓄冷材となる水43にかえて、潜熱の大きなパラフィンを用いてもよい。このパラフィンを用いることで、大きな潜熱の利用が可能となるため、水タンク45に比べてパラフィンを入れる容器は小さな形状で済むため、室外熱交換器51全体のコンパクト化が図れる。

【0043】また、水タンク45にかえて、図9に示す如く、水道等の水熱源19からの水が開閉弁52を開とすることで底部に送り込まれ、上方から給湯部54へ取り出せる電気温水器56を利用してよい。

【0044】即ち、電気温水器56の底部側に、冷媒パイプ47と、冷媒パイプ47に設けられた冷却フィン4

9とで構成された熱交換部58を配置する。熱交換部58となる冷媒パイプ47の一方は、電気温水器56から外方へ延長され、絞り装置5と、他方は電気温水器56から外方へ延長され、四方弁19とそれぞれ接続している。熱交換部58の上下には、深夜電力Wによりオンとなる第1電気ヒータと第2電気ヒータH-1、H-2が設けられ、上位側の第2電気ヒータH-2は熱交換部58から離れた上方に位置している。

【0045】なお、他の構成要素は図1と同一のため同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0046】したがって、この実施形態によれば、四方弁9を切換えることで、実線で示す冷房運転が、又、点線で示す暖房運転が行なえるようになる。一方、冷房運転のシーズンに入った夏は、給湯負荷は減るので第1、第2電気ヒータH-1、H-2の内、熱交換部58の上方に位置する第2電気ヒータH-2のみ使用し電気温水器として利用する。

【0047】これにより、第2電気ヒータH-2によって加熱された温水は上方へ上昇し、貯湯される。一方、底部側は水熱源19から送り込まれる水により低い水温状態が1日中確保されるため、冷房運転時に、熱交換部58を通過することで、冷媒温度は、臨界点温度以下に下げられるようになり、エネルギー消費効率が向上すると共に、電気温水器56を利用するため、水タンク等の設備が不用となり、システム全体のコンパクト化が図れる。また、深夜電力を利用するためコストの面で大変好ましいものとなる。

【0048】図10は、室外熱交換器の別の実施形態を示したものである。

【0049】即ち、冷凍サイクル内に、第1、第2、第3の室外熱交換器51、53、55を設ける。第1の室外熱交換器51は、冷媒との熱交換に水を用いる水用の熱交換器となっていて、図3に示す如く、冷媒が流れる外側の冷媒管11と水が流れる内側の水路管13とから成る二重管構造となっている。

【0050】水路管13は外周に多数のフィン17を有し、水熱源19からの水が流れる内周面を溝付き面21として伝熱面積の拡大を図っている。水路管13は水熱源19、絞り弁23、第1の室外熱交換器51を通り、再び水熱源19に戻る循環サイクルを構成し、外周は断熱材により覆われ、氷点下でも外気温の影響が小さく抑えられるようになっている。

【0051】第2の室外熱交換器53は、冷媒との熱交換を、空気によって行なわれる空気用の熱交換器となっていて、フィンを有する冷媒管に空気を通過させる送風ファン57を有する冷房用室外熱交換器となっている。

【0052】第3の室外熱交換器55は、冷媒との熱交換を、空気によって行なわれる空気用の熱交換器となっていて、フィンを有する冷媒管に空気を通過させる送風ファン60を有する暖房用室外熱交換器となっている。

【0053】第1、第2、第3の室外熱交換器51、53、55は、それぞれパラレルに各開閉弁59、61、63を有するバイパス回路65、67、69を有し、前記各開閉弁59、61、63は冷房運転モード時及び暖房運転モード及び外気温度のレベルに対応して図外の制御部からの信号により組合せた開閉が行なわれるようになっている。これにより、冷房運転時には、冷媒は実線①又は②で示す如く流れると共に、暖房運転時には、冷媒は破線の①又は②で示す如く流れるようになっていて、第1の熱交換器51に対して上流側に第2の室外熱交換器53が、暖房運転時には、上流側に第3の室外熱交換器55がそれぞれ配置される構造となっている。なお、室外熱交換器51と53を、1つの室外熱交換器に2つのパスで構成してもかまわない。又、バイパス回路65、67、69と開閉弁59、61、63の代わりに送風ファン57、60及び水回路の絞り弁23のON、OFF制御に対応してもかまわない。

【0054】なお、他の構成要素は、図1と同一のため、同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0055】かかる実施形態によれば、冷房：①外気温度が臨界点温度以上では図10の実線①のようにサイクル制御を行う。これにより、圧縮機1から出た高温の冷媒から外気温度まで放熱でき、外気を放熱に有効に使えることから、水熱源19の熱負荷が少なくでき、空気よりコスト的に高い水の消費を減らすことが出来、より効率的である。②外気温度が臨界点温度以下では従来の空気式エアコンと同様に、室外熱交換器では冷媒の熱を外気に放出する（図10の実線②の運転）。

【0056】暖房：①外気温度が約5～7℃以下では室外熱交換器は外気と水を併用して吸熱する（図10の破線①の運転）。第3の室外熱交換器55に着霜しないレベルで送風ファン60の回転を調整し、外気で冷媒を1部加熱する。その後、水熱源19で完全に冷媒を加熱し、蒸気化して、圧縮機1に冷媒を戻す。空気熱源を1部用いるため、水の熱負荷が低減でき、空気よりコストの高い水の量を減らすことが出来、効率的である。②外気温度が約5～7℃以上では通常の空気熱源エアコンと同様に室外熱交換器では冷媒を外気で加熱する（図10の破線②の運転）。

【0057】図11は、室外熱交換器の別の実施形態を示したものである。

【0058】即ち、冷凍サイクル内に、第1、第2、第3の室外熱交換器71、72、73を設ける。第1の室外熱交換器71は、冷媒との熱交換に水と蓄冷材とを用いる熱交換器となっていて、図3に示す如く冷媒が流れる外側の冷媒管11と水が流れる内側の水路管13とから成る二重管構造となっている。

【0059】冷媒管11は冷媒が流れる内周面を溝付き面15として伝熱面積の拡大を図っている。水路管13は外周に多数のフィン17を有し、水熱源19からの水

が流れる内周面を溝付き面21として伝熱面積の拡大を図っている。水路管13は水熱源19、絞り弁23、第1の室外熱交換器71を通り、再び水熱源19に戻る循環サイクルを構成し、第1の室外熱交換器71は、蓄冷材となるパラフィンが充填された容器を構成している。

【0060】第1の室外熱交換器71は、全体が断熱材で覆われ、外気温の影響を受けないようになっていて、通常の電力とは別に夜間の深夜電力W1により圧縮機1を駆動することで、冷房の蓄冷運転時には1点鎖線で示す冷凍サイクルが構成され、絞り装置5からの低温・低圧のガスが開閉弁75を開くことで第1の室外熱交換器71内を流れて蓄冷材を冷却するバイパス回路77を備えた構造となっている。

【0061】第2の室外熱交換器72は、冷媒との熱交換を、空気によって行なわれる空気用の熱交換器となっていて、フィンを有する冷媒管に空気を通過させる送風ファン79を有する冷房用室外熱交換器となっている。

【0062】第3の室外熱交換器73は、冷媒との熱交換を、空気によって行なわれる空気用の熱交換器となっていて、フィンを有する冷媒管に空気を通過させる送風ファン81を有する暖房用室外熱交換器となっている。

【0063】第1、第2、第3の室外熱交換器71、72、73は、それぞれパラレルに各開閉弁83、85、87を有するバイパス回路89、91、93を有し、前記各開閉弁83、85、87と、第1、第2の室外熱交換器71、72の間に設けられた開閉弁95は、冷房運転モード時及び暖房運転モード及び外気温度のレベルに対応して、図外の制御部からの信号により組合せた開閉が行なわれるようになっている。これにより冷房運転時及び暖房運転時には、図10で示すように冷媒は実線①②と点線①②で示す流れが確保されるようになっていて、第1の熱交換器71に対して上流側に第2の室外熱交換器72が、暖房運転時には、上流側に第3の室外熱交換器73がそれぞれ配置される構造となっている。

【0064】なお、他の構成要素は、図1と同一のため同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0065】かかる実施形態によれば、図10で示した効果に加えて、第1の室外熱交換器71内に充填された蓄冷材をコストの安い深夜電力W1で蓄冷することができ、運転コストの低減が図れると共に、水熱源19との組合せにより、より確実に臨界点温度以下に冷媒温度を下げる事ができる。

【0066】図12は、室外熱交換器の別の実施形態を示したものである。

【0067】即ち、冷凍サイクル内に、第1、第2、第3の室外熱交換器97、98、99を設ける。第1の室外熱交換器97は、電気温水器101を利用しており、電気温水器101の下部に、水道等水熱源103からの水が開閉弁105を開とすることで送り込まれ、上方から給湯部107へ取り出せるようになっている。

【0068】電気温水器101の底部側には、冷媒パイプと、冷媒パイプに設けられた冷却フィンとで構成された熱交換部109が配置され、熱交換部109となる冷媒パイプの一方は、電気温水器101から外方へ延長され開閉弁95を介して第2の室外熱交換器98と、他方は、電気温水器101から外方へ延長され第3の室外熱交換器99とそれぞれ接続している。

【0069】熱交換部109の上下には、深夜電力W2によりオンとなる第1電気ヒータH-1と第2電気ヒータH-2が設けられ、上位側の第2電気ヒータH-2は熱交換部109から離れた上方に位置している。

【0070】なお、第2、第3の室外熱交換器98、99及び他の構成要素は図11と同一のため同一符号を付して詳細な説明を省略する。

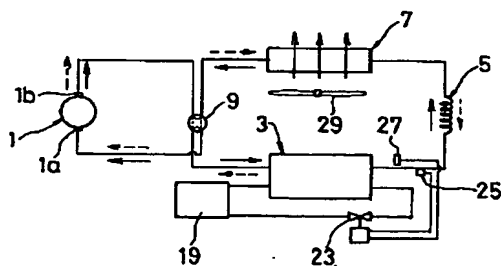
【0071】したがって、この実施形態によれば、図10、図11の効果に加えて次のような効果を奏する。即ち、冷房運転のシーズンに入った夏は、第1、第2電気ヒータH-1、H-2の内、熱交換部109の上方に位置する第2電気ヒータH-2のみ使用し電気温水器101として利用する。

【0072】これにより、第2電気ヒータH-2によって加熱された温水は上方へ上昇し、底部側は水熱源103から送り込まれる水により低い水温状態が1日中確保されるため、冷房運転時に、熱交換部109を通過することで、冷媒温度は、臨界点温度以下に下げられる。この場合、外気温が臨界点温度より低い時、実線①の如く流れると共に、外気温が臨界点温度より以上の時は実線②の如く流れるようになり、エネルギー消費効率が向上すると共に、電気温水器101を利用するため、水タンク等の設備が不用となり、システム全体のコンパクト化が図れる。

【0073】また、暖房運転時は、第1電気ヒータH-1による電気温水器101の底部の温水により、熱交換部109において冷媒に熱が与えられ、効率のよい暖房運転が可能となる。

【0074】

【図1】



*【発明の効果】以上、説明したように、この発明の空気調和装置によれば、臨界圧を越えて冷凍サイクルを構成する冷媒を用いても、冷媒冷却手段によって冷媒温度を臨界点温度以下に下げることができるため、エネルギー消費効率の向上が図れると共に効率のよい冷房性能が得られる。これにより、HCF C及びCFC系以外の冷媒の選択巾が広がるようになる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明にかかる空気調和装置全体の回路図。

【図2】各冷媒の室外熱交換器出口温度における理論エネルギー消費効率の説明図。

【図3】二重管構造とした室外熱交換器の断面図。

【図4】室外熱交換器の別の実施形態を示した図1と同様の回路図。

【図5】図4の室外熱交換器の断面図。

【図6】室外熱交換器の別の実施形態を示した図1と同様の回路図。

【図7】室外熱交換器の別の実施形態を示した図1と同様の回路図。

【図8】図7の室外熱交換器の概要切断説明図。

【図9】室外熱交換器を電気温水器を利用する実施形態とした図1と同様の回路図。

【図10】室外熱交換器の別の実施形態を示した図1と同様の回路図。

【図11】室外熱交換器の別の実施形態を示した図1と同様の回路図。

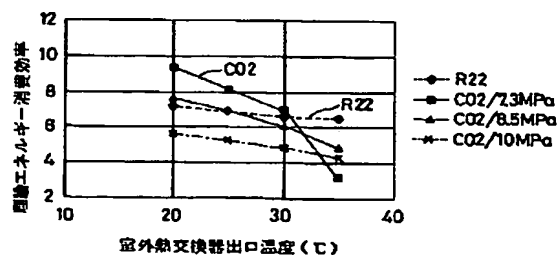
【図12】室外熱交換器の別の実施形態を示した図1と同様の回路図。

【図13】縦軸に圧力、横軸にエンタルピとした時の冷凍サイクルを示した説明図。

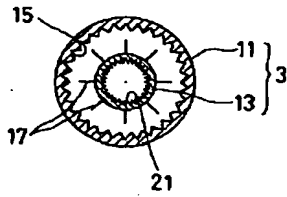
【符号の説明】

- 1 圧縮機
- 3 室外熱交換器
- 5 絞り装置
- 7 室内熱交換器
- 19 水熱源（冷媒冷却手段）

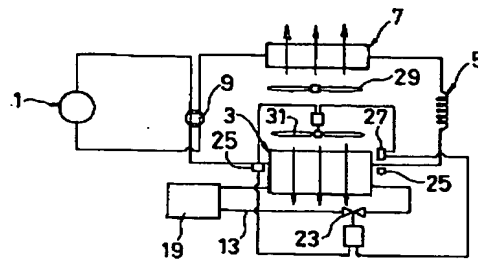
【図2】



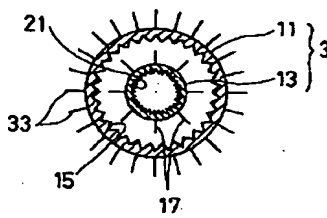
【図3】



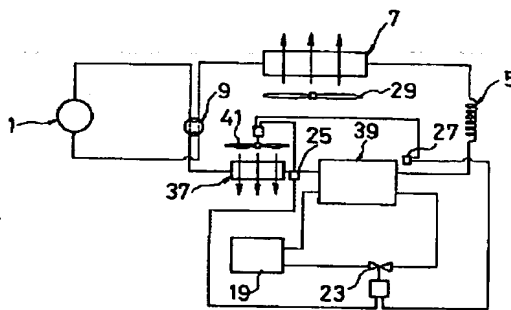
【図4】



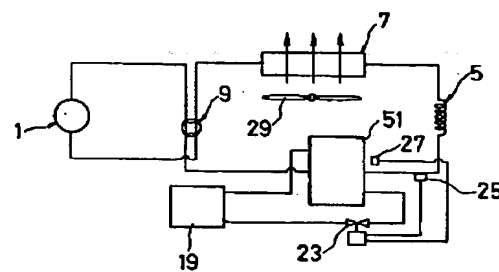
【図5】



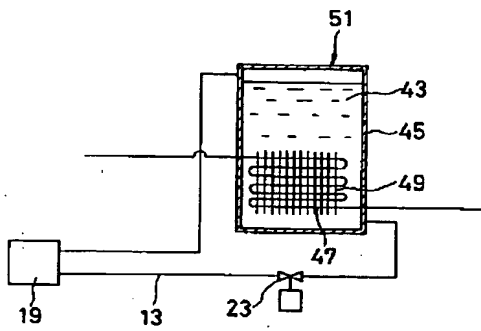
【図6】



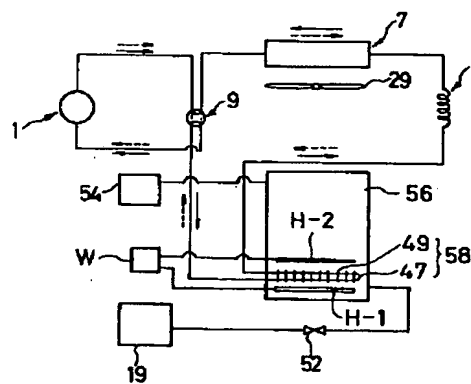
【図7】



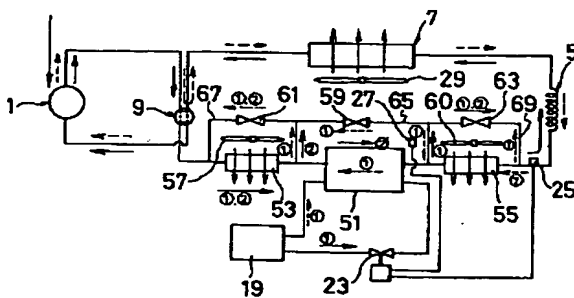
【図8】



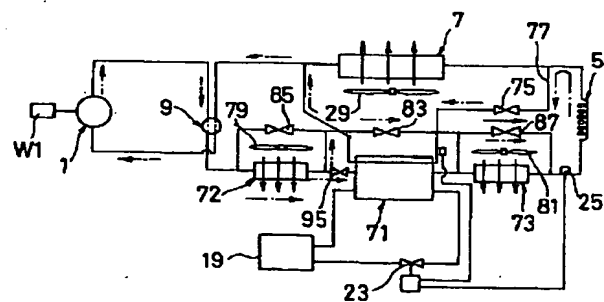
【図9】



【図10】



【図11】



【图 13】

